

(54) GAS FLOW CONTROL VALVE

(11) 57-101184 (A) (43) 23.6.1982 (19) JP

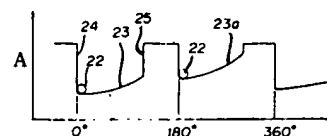
(21) Appl. No. 55-176997 (22) 15.12.1980

(71) TOUHOKU MIKUNI KOGYO K.K. (72) KAZUO OKAMURA

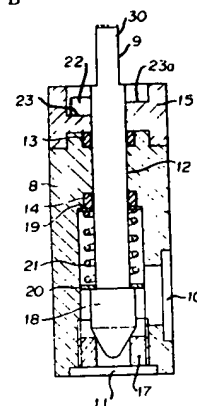
(51) Int. Cl. F16K31/524

PURPOSE: To make possible to prevent danger of going out of gas with adjusting gas cock by securing maximum gas flow and minimum gas flow with the profile of the cam.

CONSTITUTION: When the valve body 9 is rotated to the clockwise direction from minimum flow position, the opening area, formed between the valve head 18 and the valve seat 17, increases and the gas flow increases. The profile of the cam 23 is made so that the cam lift l increases very slowly with increasing angle of rotation angle ϕ at near the lowest position where the pin 22 touches with the side wall 24 of the cam, and the $d l / d \phi$ at early stage of the rotation is very small, however, the $d l / d \phi$ gradually increases with increasing ϕ and the cam lift becomes maximum at the position where pin 22 touches with the cam side wall 25, therefore there is no danger of going out of gas by adjustment of the cock.



B

A: cam lift l , B: angle ϕ

THIS PAGE BLANK (USPTO)

⑨ 日本国特許庁 (JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭57-101184

⑬ Int. Cl.³
F 16 K 31/524

識別記号

庁内整理番号
7114-3H

⑭ 公開 昭和57年(1982)6月23日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 9 頁)

⑮ ガス流量調整弁

15地割字向新田7-187

⑯ 特 願 昭55-176997

⑰ 出 願 人 東北三國工業株式会社

⑱ 出 願 昭55(1980)12月15日

岩手県岩手郡滝沢村大字滝沢第
八地割字外山309番地

⑲ 発 明 者 岡村一男

⑳ 代 理 人 弁理士 市川理吉 外1名

岩手県岩手郡滝沢村大字鶴飼第

明 細 書

1. 発明の名称

ガス流量調整弁

2. 特許請求の範囲

1. ボデーに対し、回転並びに軸方向への進退可能に配設されている弁体から突設されている摺動部が、前記ボデーに固着されているカムブロックのカムに当接され、弁体の軸心周りの回転に伴い、前記摺動部がカムに当接摺動するにつれ、弁体の弁頭が弁座に対して進退するように構成されており、前記カムの形状は、一定の回転範囲内で前記弁体の軸心周りの回転角度とガス流量とが比例するプロフィールとされ、前記弁体が前記摺動部において常に前記カムに当接する方向に付勢されていることを特徴とするガス流量調整弁。

2. カムブロックに形成されているカムが複数であり、弁体に突設されている摺動部が単一

のピンよりなり、該ピンが各カムに選択的に当接しうるようにされている特許請求の範囲第1項記載のガス流量調整弁。

3. 弁座がボデーに螺着されており、最小流量の固定および調整可能である特許請求の範囲第1項または第2項記載のガス流量調整弁。

3. 発明の詳細な説明

本発明は弁体の回転に伴って弁体が進退する流量調整弁に関するものであり、弁体の回転角度とガス流量とが比例するカムを備えたテーブルコン炉等の調理器具に特に好適な流量調整弁を提供することを目的とする。

従来のガス使用調理器具においては、コック等を回転してガス流量を調整しているが、ガス流量を Q 、つまみの回転角を ϕ とすると、 Q と ϕ との関係は、第11図に示すごとくであり、 $dQ/d\phi$ はコックの開鎖位置付近で急激に大となるものであり、とろ火を維持したい場合には、

コックを絞つてとろ火状態を保持するが、別設の口火機構や特別のとろ火制御機構が設けられていないコックにあつては僅かな回動角 ϕ の変化によりガス流量 Q が急激に変化するため、とろ火の調整が困難で、コックを絞り過ぎるとガスが遮断されてしまうため立ち消えの状態が生じ危険でもあつた。

前述のとろ火制御のため、最近、ガスガバナのスプリング荷重を調整して、ガス流量の少ない位置におけるガス流量を調整する装置が採用されているものもあるが、装置がやゝ複雑となり、コストが増大すること、および都市ガスやLPGのごとき、用いられるガスの種類が変換された場合や、ガス圧が変更された場合等においては、この変換は調整が困難であつたり、場合によつては部品交換を必要とする等の欠点があつた。

本発明は前述の諸欠点を解消するものであり、

面12の上下端には、それぞれ洩れ防止のオリング13および14が装着され、ポデー8上には前記弁体9の上端が貫挿されるカムブロック15が冠装され、ねじ16でポデー8に螺締され、出入口11には弁座17が螺着されている。

前記弁体9の下端には弁頭18が形成され、該弁頭18の上部には上ワッシャ19、下ワッシャ20およびスプリング21が装着されており、上ワッシャ19はスプリング21の上端のポデー8への当接位置に介装され、下ワッシャ20はスプリング21の下端の弁頭18への当接位置に介装されている。したがつて前記スプリング21により、弁体9は弁頭18が前記弁座17に近接する方向へ付勢されている。

前記弁体9に印加される付勢力は、弁体9の上端寄りに突設されている揺動部たるピン22とカムブロック15に形成されているカム23との当接により支承されている。

その構成について以下図面により説明する。

本発明に係るガス流量調整弁がテーブルこん炉に使用される場合の配置例を示すと、第12図に示すごとく、本発明に係るガス流量調整弁1は、ガス通路全体の開閉のためのコック2とノズル3の中間に設けられ、前記コック2はゴムホース4、継手5を介して元管6に連結され、前記ノズル3はバーナ7に連結されている。

なお、第13図に示すごとく、前記ガス流量調整弁1は、コック2の前に設けられていてもよい。

ここで前述の本発明に係るガス流量調整弁を第1図～第5図に示す第1の実施例について説明する。

ポデー8内に弁体9が回動かつ軸方向へ揺動自在に嵌挿され、前記ポデー8の側面には出入口10が穿設され、底面に別の出入口11が設けられている。前記弁体9のポデー8との揺動

第1図～第3図の図示位置は、ピン22がカム23のプロファイルの最低位置にあり、従つて弁体9が最も下がり、弁頭18が弁座17に最も近接した位置、すなわちガス流量の最小流量時の状態を示す。

前記出入口10および11は、どちらをガス流入口とし、他方をガス流出口としてもよいが、流過方向により、特に弁座17と弁頭18との間での抵抗係数が異なるため、厳密には、ガス流過方向によりカム23のプロファイルを異にする必要がある。図示例においては、以下出入口10を入口とし、出入口11を出口とする。

カム23のプロファイルは、第16図に示すごとく、ガス流量 Q と回動角 ϕ との関係が直線状に比例する形状とされ、かつ最小流量 Q_0 が保持される位置でピン22の回動が、第3図に示すようにカム側壁24に当接し停止される形状とされている。

図示例においてはピン22が90°回動可能とされる対称位置にプロファイルを異にするカム23およびカム23aが形成されている。

例えばカム23は都市ガスに対応し、カム23aはLPGに対応し、同一の回動角範囲において、その使用ガスの発熱量、供給圧等に応じて、それぞれ必要な最小流量、最大流量が定められる。

前述のごとく、弁体9はスプリング21により弁座17側へ付勢されているので、ピン22は常にカムブロック15に形成されているカム23に当接し、この位置で弁体9の弁頭18と弁座17との開度が定まり、ガス流量が定まる。第3図に示すピン22のカム側壁24に当接する位置がカム23のプロファイルの最も低い位置、すなわちガスの最小流量の位置であり、ピン22がカム側壁25に当接する位置がカム23のプロファイルの最も高い位置、すなわちガスの

最大流量の位置であり、弁体9は前記両側壁24、25の両当接位置の角度内に回動範囲が制限されている。

第3図の図示位置、すなわち最小流量の位置から弁体9が時計方向へ回動されると、弁頭18は徐々に弁座17から離れて上昇し、弁頭18と弁座17との間で構成される開口面積が増大し、該開口面積を通過するガス流量が増大する。カム23のプロファイルは、展開図たる第5図に示すごとく、ピン22がカム側壁24に当接する最低位置付近においては、回動角 ϕ の増大と共にカムリフト l は極めて徐々に上昇し、回動当初の $dl/d\phi$ は極めて小であるが、 ϕ の増大と共に $dl/d\phi$ は次第に増大し、ピン22がカム側壁25に当接する位置でカムリフト最大となるように構成されている。

このカムリフト最大の位置でガス流量は最大となり、この位置で弁体9の回動は停止される。

前述のカムのプロファイルの求め方については後述する。

第3図においては、前述のごとく、カム23はLPGの場合、カム23aは都市ガスTGの場合の、それぞれ異なつたプロファイルとされている。なおカムブロック15に設けられるカムは2以上とすることも可能である。使用するガスの種類が変更される場合、例えばLPGから都市ガスに変更される場合のカム23からカム23aへの使用カムの変換には、スプリング21の付勢力に抗して弁体9を引上げ、ピン22をカムブロック15の上端面より上方に引出した位置で弁体9を回動し、ピン22がカム23a上に回動された位置で引上力の印加を止めれば、弁体9はスプリング21の付勢力より降下し、弁体9はピン22がカム23aに当接揺動する範囲で回動、昇降され、前述のごとく、都市ガスに適した最小流量、最大流量の確保および弁回

動とガス流量の比例関係を得ることができる。

なお、弁体9の揺動部としてはピン22に限定されることなく、カム23、23aに揺接可能なものであればよい。

次に第6図～第10図に示される第2の実施例について述べる。

このガス流量調整弁1aでは、ボデー8a内に弁体9aが回動かつ軸方向へ揺動自在に嵌挿され、前記ボデー8aの側面および底面にそれぞれ出入口10、11が設けられ、弁体9aのボデー8aとの揺動部12の上下端には、それぞれ流れ防止のOリング13、14が装着され、ボデー8a上には前記弁体9aの上端が貫挿されるカムブロック15aが冠装され、ねじ16で螺締され、出入口11には弁座17が螺着されている構成は第1の実施例と同様である。先の実施例との相違点は、弁体9aがスプリング21aにより、弁頭18aが弁座17より離れるご

とく上向きに付勢されている点であり、このためカム23c、23d等はカムブロック15aの上壁に下向きに設けられ、また弁頭18aの構成も異っている。

各カムのプロファイルは第1の実施例同様の回転角とカムリフトとの関係とされている。

弁頭18aは、弁体9aと別体とされている弁頭体26の下端に設けられ、該弁頭体26は前記弁体9aの下端に穿設されている嵌挿孔31内に摺動可能に嵌挿され、スプリング28を介して弁体9aの下端に取付けられているブラケット29に当接停止する範囲内において、常に下方へ付勢されている。

前記弁頭18aは前記ブラケット29を貫通して、下方に、すなわち弁座17へ近接する方向に延設されており、前記スプリング21aはその上端において前記ブラケット29を介して前記弁体9aに上向きの付勢力を及ぼし、下端にお

力の印加を止めれば、弁体9aはスプリング21aの付勢力により上昇し、ピン22がカム23dと当接する位置で停止する。この位置で、前記弁頭18aは、カム23dにより定められた距離だけ、弁座17より離れた位置にある。

前述のごとく、本実施例においては、使用カムの変換のため、弁体9aと弁頭体26とが別体とされている。

前述のごとく、第1および第2の実施例においては、弁体9、9aの下降方向への回転が、ピン22のカム側壁24への当接した位置で停止され、その位置で弁頭18、18aと弁座17との間のガス通路の、最小開口面積が維持される構成であるが、この開口面積の調整は、回転可能に装着されている弁座17の位置調整により、容易、確実に行われる。

なお、弁座17の位置調整可能とする必要性は以下のごとくである。

いて弁座17の上面に当接している。使用するガスの種類が変更される場合の、例えばカム23cから23dへの使用カムの変換は、次のごとくに行われる。

まずスプリング21aの付勢力に抗して弁体9aを押下げる。すると弁頭体26の弁頭18aが弁座17に当接する。更に弁体9aを押下げると弁頭体26は弁頭18aが弁座17に当接した位置に留まり、弁体9aのみが押下げられ、ピン22がカム23cから離れる。引続き弁体9aをカムブロック15a内において、第10図に示すごとく、中間壁体27の下面(該下面はボデー8aの上端面よりピン22の通過しうる高さだけ離れている)より僅か下方に、通常ボデー8aの上端面に当接する位置まで下降せしめ、この下降位置で弁体9aを回転することによりピン22が、22bで示されるごとく移動し、ピン22がカム23d下に回転された位置で押下

テーブルこん炉等におけるガス消費量は、圧力、発熱量等の相異なるガスの種類によっても異なるが、通常の使用状態においては、最大流量で0.7～0.1 m³/h程度であり、最小流量は最大流量の20%程度である。前述のごとく制御するガス流量が小さいため、もし弁座17がボデー8、8aと一体となつた構成とされていると、ボデー8、8a、弁体9、9a、カムブロック15、15a、弁座17等の各部品の工作精度のばらつきにより、弁座17と弁頭18、18aとで構成される前述の開口面積のばらつきが大きくなり、その結果として、ガス流量のばらつきが大きくなってしまふ。この開口面積のばらつきを補正するため、ピン22がカム23、23a、23c、23dの最小流量位置にあるとき、所定の最小ガス流量に調整可能に、弁座17がボデー8、8aに装着される構成としたものである。前述の構成とされることにより、ガスの

最小流量はカムのプロファイルによつて固定されるため、所定の流量値より少なくなることはない。従来のガスバーナにあつては、ガス流量を絞ると、絞りすぎとなり、所要最小流量となることがあり、バックファイヤや焰の吹き消え等を生ずる危険があつたが、前述のごとく、本発明においては最小流量を安定燃焼する限界に止めることが可能となり、前述の危険を防止することが可能となつたものである。

前述の最小流量は固定化する必要があるが、前述のごときばらつきを補正しうる必要があり、この必要性を弁座17の蝶着、調整可能化により解決しえたものである。

前述の弁体の摺動部がどのカムに当接しているかは、第1図～第4図に示す第1の実施例においては、第3図に示すごとく、ピン22の位置により確認可能であるが、第6図～第9図に示す第2の実施例においては、弁体9aの上端

ガス圧力差が少なく、比重量の変化を無視し得るものとする。)

重力の加速度... g

コック2出口からノズル3出口に至る圧力損失

... ΔP

コック2全開時の同上圧力損失... ΔP_{max}

コック全開時において、すなわちガス流量最大のときのゴムホース4の継手5からコック2出口までの圧力損失... β

とすれば、ベルヌーイの定理により、コック2の全開の場合

$$P_1 + \frac{\gamma}{2g} V_{1max}^2 = \frac{\gamma}{2g} V_{Nmax}^2 + \Delta P_{max} \quad \dots (1)$$

$$P_1 - \beta = P_1 \quad \dots (2)$$

この状態、すなわちコック2全開の状態のものにガス流量調整弁1(以下調整弁1と略記する)が取付けられると、この調整弁1の圧力損失 ΔP_V が加わるため、この場合のノズル3出口の流速を W_N (コック2全開時の流速を W_{Nmax})と

に、ピン22の位置を示す指針を設けるか、カムブロック15aを透明あるいは半透明体で構成し、ピン22の位置を透視可能とすること等により達せられる。

弁体9, 9aの上端の二面カット部30には、弁体回転のためのつまみが取付けられ、前記の指針取付にも利用できる。弁体9, 9aの回転角度 ϕ とガス流量 Q とを比例させるためのカムのプロファイルは以下のごとくにして求められる。

第14図に示すごとく、

元管6の継手5入口におけるガス圧力... P_i

コック2の出口のガス圧力... P_1

ガス流速... V_1

コック2全開時の出口ガス圧力... P_{1max}

ガス流速... V_{1max}

ノズル3の出口のガス流速... V_N

ガスの比重量... γ

(但しコック2出口からノズル3出口までの

すると、(1)式が成立するためには

$$\frac{\gamma}{2g} W_{Nmax}^2 = \frac{\gamma}{2g} V_{Nmax}^2 - \Delta P_{Vmin} \quad \dots (3)$$

(但し ΔP_{Vmin} は最大ガス流量における調整弁の圧力損失とする)

従つて、従来のノズル3出口のガスの速度エネルギー(圧力表示) $\frac{\gamma}{2g} V_{Nmax}^2$ から調整弁1の圧力損失 ΔP_V を減じた速度エネルギーに等しい速度エネルギーで調整弁1の取付前のガスが流れるようにノズル3のノズル孔を変更する必要がある。

調整弁1のある開度におけるガス流量を Q 、最大ガス流量を Q_{max} とし

$$Q/Q_{max} = \epsilon$$

とおく。任意のガス流量 Q を流すために必要な調整弁の圧力損失 ΔP_V は、(1), (2), (3)より

$$\Delta P_V = (P_1 - \beta \epsilon^2)(1 - \epsilon^2) + \Delta P_{Vmin} \epsilon^2 \quad \dots (4)$$

一般に圧力損失 ΔP_V を生ぜしめるガス流量 Q が流れるときの調整弁の開口面積 A は

$$A = \epsilon Q_{max} \sqrt{\frac{\tau}{2g\Delta P_V}} \quad \dots\dots (5)$$

(但し調整弁の抵抗係数を1とする)

第15図に示すごとく、弁体9dの弁頭18dが頂角 2θ の円錐形、弁座17が円筒孔状である組合せの場合は、弁頭18dと弁座17の最短距離を a 、弁頭18dと弁座17との当接位置からの弁頭18dの上昇のストロークを S 、弁座17の円筒孔の半径を R 、図示のごとく弁座17の円筒孔端から弁体9dに下した垂線(この垂線の長さが a である)の足と弁頭18dの軸心との距離を x とすれば、調整弁の開口面積 A は

$$A = \pi(R+x)S\sin\theta \quad \dots\dots (6)$$

$$x = R - S\sin\theta\cos\theta \quad \dots\dots (7)$$

式(5)、(6)、(7)より

$$S^2\pi\sin^2\theta\cos\theta - 2\pi RS\sin\theta + \epsilon Q_{max}\sqrt{\frac{\tau}{2g\Delta P_V}} = 0$$

(i) ガス器具の発熱量とガスの種類とから P_i 、

Q_{max} が定まる。

(ii) ϕ_{max} 、 θ のいずれか一方および ΔP_{Vmin} を

予め定める。

(iii) ϕ_{max} を予め定めた場合は ϕ_{max} すなわち

Q_{max} における θ を求める。 θ を予め定めた

場合はそれに対応する ϕ_{max} を求める。

(iv) β は実験により予め見当をつけておく。

(v) 式(10)により計算する。

弁頭の形状が回転抛物面のごとき特殊な母曲線の回転面よりなる場合は、前記母曲線を示す式から弁頭のストロークと弁座との間の開口面積とを示す関係式を求め、〔前記式(6)に対応する式〕、以下同様の計算によつてカムのプロファイルを求めることができる。

かくして第16図のb線に示すごときガス流量 $Q \sim$ 回転角 ϕ の関係を有する調整弁を得ることができる。

$$S = \frac{1}{2\pi\sin^2\theta\cos\theta} \times \{2\pi R\sin\theta \pm \sqrt{(2\pi R\sin\theta)^2 - 4(\pi\sin^2\theta\cos\theta)\epsilon Q_{max}\sqrt{\frac{\tau}{2g\Delta P_V}}}\} \quad \dots\dots (8)$$

弁体9dの回転角 ϕ とガス流量が比例するためには、

$$\epsilon = \frac{\phi}{\phi_{max}} = \frac{Q}{Q_{max}} \quad \dots\dots (9)$$

(但し ϕ_{max} は Q_{max} における回転角)

なる関係が必要であるから式(8)の ϵ に ϕ/ϕ_{max}

を代入し、 ΔP_V に式(4)を代入すれば

$$S = \frac{1}{\pi\sin\theta\cos\theta} \left\{ \pi R \pm \sqrt{\pi^2 R^2 - \pi\cos\theta \left(\frac{\phi}{\phi_{max}} \right) Q_{max} \times \sqrt{\frac{\tau}{2g\{P_i - \beta \left(\frac{\phi}{\phi_{max}} \right)^2 \{1 - \left(\frac{\phi}{\phi_{max}} \right)^2\} + \Delta P_V \left(\frac{\phi}{\phi_{max}} \right)^2}}}} \right\} \quad \dots\dots (10)$$

式(10)が第15図に示される場合のカムのプロフィールを求める式である。具体的なカムのプロファイルの計算手順としては以下のごとくである。

なお、弁体の回転角は、最小ガス流量 Q_0 を保持する回転角 ϕ_0 以上に回転し得ないようにピンの当接するカム側壁を設け、弁体の絞りすぎによるガス流量減少を原因とする燃焼ガスの立消え防止の安全策を確保する必要がある。

次に第17図に示すごとく、弁体9eの弁頭18eが円板状であり、弁座17dが円筒端面状である組合せの場合は弁座17dよりの弁頭18eの上昇のストロークを S 、弁座17dの円筒径を D とすれば、開口面積 A は

$$A = \pi D S \quad \dots\dots (6')$$

により求められ、以下前述同様の計算手順によりカムのプロファイルが求められる。すなわち、式(5)までは前述同様で、式(5)、(6')より

$$\pi D S - \epsilon Q_{max} \sqrt{\frac{\tau}{2g\Delta P_V}} = 0$$

$$S = \frac{\epsilon Q_{max}}{\pi D} \sqrt{\frac{\tau}{2g\Delta P_V}} \quad \dots\dots (7')$$

弁体の回転角 ϕ とガス流量が比例するためには

$$\epsilon = \frac{\phi}{\phi_{\max}} = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad \dots (8)$$

なる関係が必要であるから、式(7)′、(8)、(4)より

$$S = \frac{\phi_{\max}}{\pi D \phi_{\max}} \times \sqrt{2g \left[\left\{ P_i - \beta \left(\frac{\phi}{\phi_{\max}} \right)^2 \right\} \left\{ 1 - \left(\frac{\phi}{\phi_{\max}} \right)^2 \right\} + \Delta P_v \sin^2 \left(\frac{\phi}{\phi_{\max}} \right)^2 \right]} \quad \dots (8)'$$

式(8)′がこの場合のカムのプロファイルを求める式である。

第18図に示すごとく、弁体9eの弁頭18eが円板状であり、弁座17eの開口形状が頂角 2θ の円錐形状である場合も弁頭18eのリフトと開口面積の関係が求められ、前記同様の手順によりカムのプロファイルが求められる。

すなわち、式(5)までは前述同様である。第18図に示すごとく、弁頭18eの半径をR、弁頭18eの下面周縁から弁座17eまでの垂線の足の位置と軸心との距離をx、弁頭18eの弁座17e

$$S = \frac{1}{\pi \sin \theta \cos \theta} \times \left\{ \pi R \pm \sqrt{\pi^2 R^2 + \pi \cos \theta \frac{\phi}{\phi_{\max}} Q_{\max}} \times \sqrt{2g \left[\left\{ P_i - \beta \left(\frac{\phi}{\phi_{\max}} \right)^2 \right\} \left\{ 1 - \left(\frac{\phi}{\phi_{\max}} \right)^2 \right\} + \Delta P_v \sin^2 \left(\frac{\phi}{\phi_{\max}} \right)^2 \right]} \right\} \quad \dots (10)'$$

式(10)′がこの場合のカムのプロファイルを求める式である。

本発明は、特許請求の範囲に記載した構成をなすものであるから、弁体の回転角とガス流量とが比例するようにカムのプロファイルが定められており、ガス流量の調節が極めて容易となり、弁体が一定角度以上の回転をしないように定められ、弁開度の絞りすぎ防止によるガス着火状態を保持する最小ガス流量の維持が得られ安全対策上有効であり、同一の弁体を用いて異なるカムのプロファイル上を作動せしめ得るため、ガスの種類の交換にも容易かつ確実に対処することができ、部品交換の必要も全くなく、使用す

との当接位置からの上昇のストロークをS、開

口面積をAとすれば

$$A = \pi (x + R) S \sin \theta \quad \dots (6)''$$

$$x = R + S \sin \theta \cos \theta \quad \dots (7)''$$

式(5)、(6)′、(7)′より

$$S^2 \pi \sin^2 \theta \cos \theta + 2 \pi R S \sin \theta - \epsilon Q_{\max} \sqrt{\frac{\gamma}{2g \Delta P_v}} = 0$$

$$S = \frac{1}{2 \pi \sin^2 \theta \cos \theta} \times \left\{ 2 \pi R \sin \theta \pm \sqrt{(2 \pi R \sin \theta)^2 + 4 (\pi \sin^2 \theta \cos \theta) \epsilon Q_{\max} \sqrt{\frac{\gamma}{2g \Delta P_v}}} \right\} \quad \dots (8)''$$

弁体の回転角 ϕ とガス流量Qが比例するためには

$$\epsilon = \frac{\phi}{\phi_{\max}} = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad \dots (9)$$

なる関係が必要であるから式(8)′、(9)、(4)より

るカムの切換に際しては、スプリングの付勢力に抗して弁体を軸方向に移動し回転することにより、摺動部の移動が容易で、従つてカムの切換が容易に行われ、使用しているカムの指示も容易であり、異なるカムにおいても最小流量と最大流量との回転範囲を同一とすることにより、ガスの種類が異なつても、弁体の回転角を同一とすれば同一の弁開度を得ることができ、ガスの種類如何に拘らず弁操作容易であり、テーブルこん炉等の調理器具において、とろ火等ガス流量の小さな範囲のガス流量制御に適した調整弁を提供することができる。

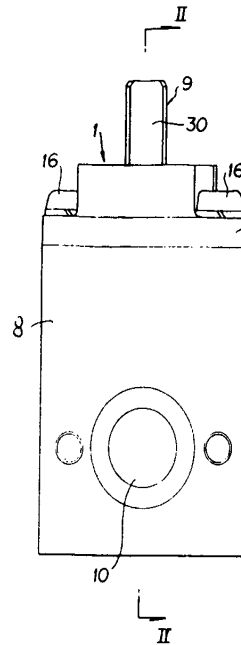
4. 図面の簡単な説明

第1図は第1の実施例の側面図、第2図は第1図中Ⅱ-Ⅱ線断面図、第3図は同上平面図、第4図は同上底面図、第5図は同上カム部円周方向断面展開図、第6図は第2の実施例の側面図、第7図は第6図中Ⅳ-Ⅳ線断面図、第8図

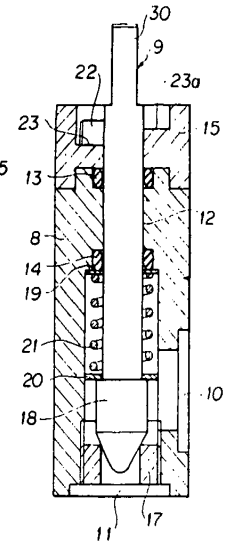
は同上平面図、第9図は同上底面図、第10図は同上カム部円周方向断面展開図、第11図は従来の弁の回動角-流量関係線図、第12図、第13図は取付関係略示側面図、第14図は取付各部圧力、流速指示略示側面図、第15図は針弁-弁座関係部分断面図、第16図は実施例の回動角-流量関係線図、第17図は別の実施例の弁-弁座関係部分断面図、第18図は更に別の実施例の弁-弁座関係部分断面図である。

1...ガス流量調整弁、8, 8a...ボデー、9, 9a, 9d, 9e...弁体、15, 15a...カムブロック、17, 17d, 17e...弁座、18, 18a...弁頭、18d, 18e...弁頭、22...ピン、23, 23a, 23c, 23d...カム。

第1図



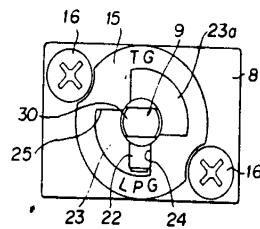
第2図



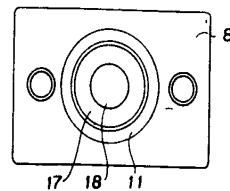
特許出願人
東北三樹工業株式会社

代理人 市川理吉

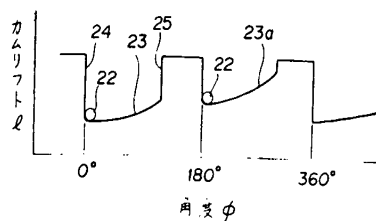
第3図



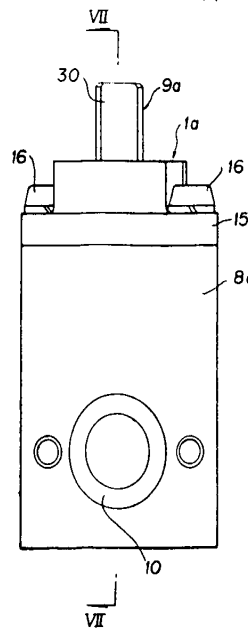
4図



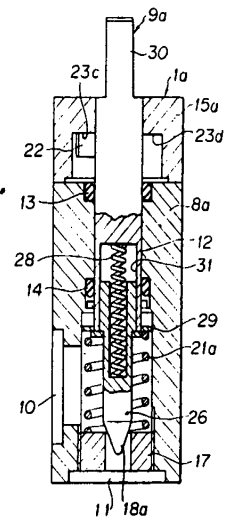
第5図



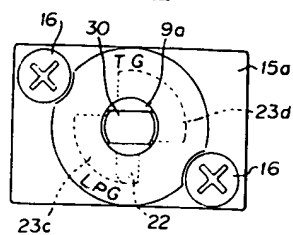
第6図



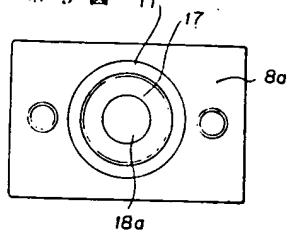
第7図



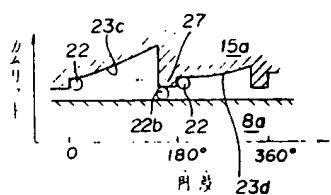
第 9 図



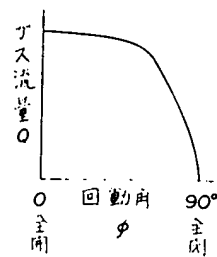
第 9 図



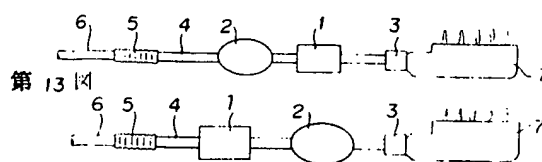
第 10 図



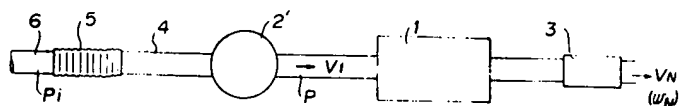
第 11 図



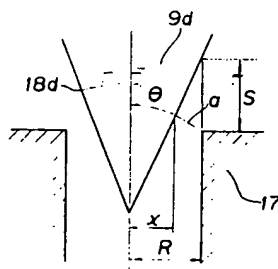
第 12 図



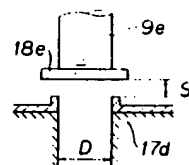
第 14 図



第 15 図

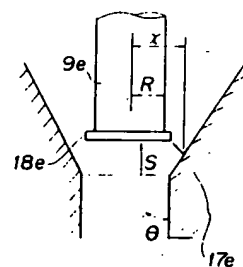
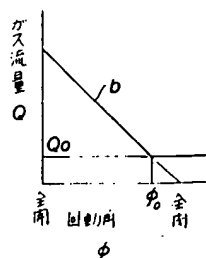


第 17 図



第 18 図

第 16 図



THIS PAGE BLANK (USPTO)